

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/EP05/052630

International filing date: 08 June 2005 (08.06.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE
Number: 10 2004 030 976.0
Filing date: 26 June 2004 (26.06.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 04 July 2005 (04.07.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

10. 06. 2005

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 10 2004 030 976.0
Anmeldetag: 26. Juni 2004
Anmelder/Inhaber: ROBERT BOSCH GMBH,
70469 Stuttgart/DE
Bezeichnung: Taktventil
IPC: F 16 K, B 60 H

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 18. April 2005
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Agurka

22.06.04

5

ROBERT BOSCH GMBH; D-70442 Stuttgart

10 Taktventil

Stand der Technik

15

Die Erfindung geht von einem Taktventil nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 aus.

20

25

30

Taktventile werden u.a. zur wasserseitigen Steuerung der Heizleistung einer Fahrzeugheizung verwendet. Sie werden in der Regel durch Elektromagnete betätigt, die gegebenenfalls im Zusammenwirken mit einer Ventilsfeder einen Schließkörper zwischen einer ersten und zweiten Schaltstellung gegebenenfalls periodisch hin und her bewegen. In der ersten Schaltstellung wird eine Durchflussverbindung zwischen einem Zulaufkanal und einem Ablaufkanal hergestellt, während in einer zweiten Schaltstellung der Durchfluss gesperrt ist. Das Taktventil ist in der Regel als so genanntes Sitzventil ausgebildet, bei dem beispielsweise ein Ventilkegel des Schließkörpers mit einem Ventilsitz zusammenarbeitet. Sitzventile sind robust und kostengünstig. Sie besitzen eine hohe Dichtigkeit. Allerdings erzeugt das schnelle Auftreffen des Ventilkegels auf den Ventilsitz und/oder des Hubmagnetsystems in der entgegengesetzten Richtung Luftschall und Körperschall. Diese

Geräuschvibrationen beeinträchtigen den Komfort. Ferner belasten Druckspitzen die wasserführenden Bauteile im Kreislauf und können zu deren vorzeitigem Versagen führen, z.B. zu Leckagen und dgl.

5

Aus der DE 197 54 257 A1 ist ein solches Magnetventil für eine flüssigkeitsgeregelter Heiz- und/oder Kühlanlage bekannt. Ein Elektromagnet betätigt den Schließkörper entgegen der Kraft einer Ventilsfeder in Schließrichtung. Die Geschwindigkeit des Schließkörpers und des mit ihm verbundenen Ventilschafts wird durch eine Dämpfungseinrichtung verringert, die am Ventilschaft bzw. am Schließkörper angreift. Dadurch wird nicht nur verhindert, dass der Schließkörper bzw. der Ventilschaft nach dem Aufsetzen des Ventilglieds nachschwingt, sondern die Dämpfungseinrichtung bremst bereits die Geschwindigkeit von Magnetanker, Ventilschaft und Ventilglied während der Ventilbewegung. Die Dämpfungseinrichtung besitzt eine am Ventilschaft befestigte Scheibe, die in einem mit Flüssigkeit gefüllten Teil des Ventilgehäuses, z.B. einer Dämpfungskammer, mit geringem Spiel geführt ist. Bei der Bewegung der Dämpfungsscheibe wird die Flüssigkeit über einen Ringspalt von einer Seite der Dämpfungsscheibe zur anderen verdrängt. Das Dämpfungsverhalten kann durch zusätzliche Drosselbohrungen in der Dämpfungsscheibe abgestimmt werden. Um eine wirkungsvolle Dämpfung zu erreichen, ist es wichtig, den Ringspalt möglichst eng zu dimensionieren. Dadurch ist allerdings nicht auszuschließen, dass in der Flüssigkeit befindliche Schmutzteilchen sich im Ringspalt festsetzen oder sich im Dämpfungszyylinder ansammeln, zu Verschleiß führen und die Funktion der Dämpfungseinrichtung beeinträchtigen.

10

15

20

25

30

Vorteile der Erfindung

Nach der Erfindung ist die hydraulische Dämpfung nur über einen Teilbereich wirksam. In dem ungedämpften Teilbereich der Hubbewegung, der in der Größenordnung von 0,5 Millimetern vor dem Schließen des Schließkörpers liegen kann, können Schmutzteilchen aus der hydraulischen Dämpfungseinrichtung ausgetragen werden, sodass Ablagerungen nicht entstehen und sich die Drosselquerschnitte selbst reinigen. Dadurch werden Verschleiß und Funktionsstörungen vermieden. Ferner können extrem enge Drosselspalten mit einer wirkungsvollen Dämpfung realisiert werden. Durch eine starke Dämpfung kann erreicht werden, dass bei kurzen Öffnungsimpulsen nicht mehr der Gesamthub genutzt wird. Es ergeben sich in vorteilhafter Weise eine verbesserte Auflösung und eine schnelle Reaktion bei kleinen Durchflussmengen. Die relativ langsamere Reaktionszeit bei größeren Durchflussmengen wird durch die geringere Verstärkung des Gesamtsystems kompensiert, z.B. Ventil- und Wärmetauschercharakteristik.

Der ungedämpfte Teilbereich kann gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung dadurch erzielt werden, dass sich der Drosselquerschnitt anschließend an den gedrosselten Teilbereich im Verlauf der Hubbewegung bis Schließkörpers vergrößert oder dass über indem ungedrosselten Teilbereich der Hubbewegung eine zu Drosselspalt parallel verlaufender Bypass aufgesteuert ist.

Zu diesem Zweck ist in vorteilhafter Weise der Schließkörper mit einer Dämpfungsscheibe verbunden, die in einem Dämpfungszylinder vorgesehen ist und mit diesem an ihrem Umfang einen Drosselspalt bildet, der sich im Verlauf der Hubbewegung des

Schließkörpers während eines Teilbereichs erweitert. Dies kann z.B. dadurch geschehen, dass der Dämpfungszyylinder an einer Stirnseite offen ist und die Dämpfungsscheibe kurz vor dem Ende der Hubbewegung des Schließkörpers aus dem Dämpfungszyylinder austritt, wodurch die Dämpfungswirkung aufgehoben wird. Da bis zum Aufsetzen des Schließkörpers auf den Ventilsitz nur noch ein kleiner Weg, etwa 0,5 mm, zurückzulegen ist, setzt er mit geringer Geschwindigkeit auf den Ventilsitz auf, weil er in Folge der Massenträgheit auf dieser kurzen Strecke nicht nennenswert beschleunigt werden kann.

Zwischen dem gedämpften Teilbereich und dem ungedämpften Teilbereich der Hubbewegung kann zweckmäßigerweise ein Übergangsbereich vorgesehen werden, in dem die Drosselwirkung vermindert ist. Dies kann beispielsweise dadurch erfolgen, dass sich der Strömungsquerschnitt des Dämpfungszyinders in einem Übergangsbereich an seinem offenen Ende stetig erweitert, z.B. indem der Dämpfungszyylinder an seinem offenen Ende eine innere Fase aufweist. Die Kontur der Fase kann so ausgelegt werden, dass ein gewünschter Dämpfungsabfall erzielt wird. Ferner kann der Dämpfungszyylinder an seinem offenen Ende mindestens eine innere Nut und/oder eine Ausnehmung aufweisen, die sich zur offenen Seite hin erweitern. Je nach gewünschtem Dämpfungsverlauf können über den Umfang verteilt mehrere Nuten und/oder Ausnehmungen vorgesehen werden. Dabei kann die Dämpfungscharakteristik im Übergangsbereich ebenfalls durch die Flanken der Nut bzw. durch die Kontur der Ausnehmung gestaltet werden, z.B. indem sie einen gebogenen Verlauf haben.

Nach einer Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, dass der Dämpfungszyylinder in einem mittleren Bereich eine

innere Ringnut aufweist, deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe. Dadurch erreicht man, dass der Schließkörper in seinen Endlagen optimal gedämpft ist, während in einer mittleren Lage in einem ungedämpften Bereich eine Durchspülung des Dämpfungszyinders über die Ringnut möglich ist. Auch hierbei ist es vorteilhaft, dass die Flanken der Ringnut Übergangsbereiche bilden, um Unstetigkeiten bei der Dämpfungscharakteristik zu vermeiden.

Anstelle der Ringnut kann auch ein Bypass vorgesehen werden, der an einer Stelle in dem Dämpfungszyinder mündet, an der der ungedämpfte Teilbereich beginnen soll. Der Bypass überbrückt den Drosselspalt im ungedämpften Teilbereich und sorgt für eine Durchspülung des Dämpfungszyinders.

Die Dämpfungscharakteristik kann durch die Form und Größe der Dämpfungsscheibe modifiziert werden. So kann die Dämpfungsscheibe an ihrem Umfang einen axial vorspringenden Rand aufweisen, durch den die axiale Erstreckung des Drosselspalts vergrößert wird. Ferner kann die Dämpfungsscheibe eine von der Kreisform abweichende Fläche aufweisen, z. B. die Fläche eines Ovals, einer Ellipse, eines regelmäßigen oder unregelmäßigen Vielecks oder eines Kreisabschnitts. Dadurch kann die Länge des Dichtspalts über den Umfang variiert werden. Außerdem lässt sich dadurch das Verhältnis des durch die Dämpfungsscheibe verdrängten Volumens zur Länge des Drosselspalts verändern. Ferner kann die Dämpfungsscheibe sehr dünn sein und eine feine Lochstruktur aufweisen. Die Löcher, deren Querschnitt zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich liegen, werden bei der Hin- und Herbewegung der Dämpfungsscheibe freigespült, wobei eine gewisse Elastizität der Dämpfungsscheibe

und die damit verbundene geringe Durchbiegung ein Verstopfen der Drosselkanäle verhindern.

Anstelle der Dämpfungsscheibe kann die hydraulische Drosselung durch eine Flüssigkeit durchlässige Membrane erzeugt werden, deren Umfang mit dem Ventilgehäuse verbunden ist, während ihr zentraler Bereich vom Ventilschaft bzw. von einer mit diesem verbundenen Stange in Richtung der Hubbewegung mitgenommen wird. Dabei kann die Membran halb steif und elastisch sein. Ihre Elastizitätseigenschaften sind auf die gewünschte Dämpfungscharakteristik des Schließkörpers abgestimmt, insbesondere wird die Membran in dem ungedämpften Teilbereich des Schließkörpers nur einen geringen Druck auf die Flüssigkeit ausüben und damit eine vernachlässigbare Dämpfung erzeugen. Die Membran wird zweckmäßigerweise aus Kunststoff- oder Metallfäden mit einer feinmaschigen Netz- bzw. Gewebestruktur hergestellt, wobei der Querschnitt der durch die Maschen des Gewebes gebildeten Flüssigkeitskanäle zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich liegt.

Der ungedämpfte Teilbereich der Hubbewegung kann auch durch einen entsprechenden Freigang zwischen den Ventilschaft bzw. der mit ihm verbundenen Stange einerseits und der Dämpfungsscheibe bzw. der Membran andererseits gebildet sein. Durch den Freigang folgt die Membran bzw. die Dämpfungsscheibe nur im gedämpften Teilbereich der Hubbewegung des Schließkörpers, während sie im ungedämpften Teilbereich auf den Ventilschaft bzw. der mit diesem verbundenen Stange geleitet und somit keine Dämpfung erzeugt. Die Dämpfungsscheibe bzw. die Membran ist koaxial zum Ventilschaft in Strömungsrichtung vor oder hinter dem Schließkörper vorgesehen. Vorteilhafterweise werden sie in einer erweiterten Ventilkammer im Ventilgehäuse

untergebracht, da hier bei guter Raumausnutzung große Durchmesser bzw. Flächen verwirklicht werden können, die größer sind als die entsprechenden Größen des Schließkörpers. Diese erlauben eine gute Dämpfung.

5

Zeichnung

Weitere Vorteile ergeben sich aus der folgenden Zeichnungsbeschreibung. In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt. Die Zeichnung, die Beschreibung und die Ansprüche enthalten zahlreiche Merkmale in Kombination. Der Fachmann wird die Merkmale zweckmäßigerweise auch einzeln betrachten und zu sinnvollen weiteren Kombinationen zusammenfassen.

15

Es zeigen:

Fig. 1 einen schematischen Längsschnitt durch ein Taktventil,
Fig. 2 einen vergrößerten Längsschnitt eines Dämpfungszyllinders,
Fig. 3 bis 5 Varianten zu Fig. 2,
Fig. 6 und 7 eine Draufsicht auf eine Dämpfungsscheibe,
Fig. 8 und 9 Varianten zu Fig. 1,
Fig. 10 eine Draufsicht auf eine Membran mit einer Gewebestruktur und
Fig. 11 und 12 einen Teillängsschnitt durch eine Dämpfungseinrichtung mit einem Freigang.

30

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Ein Taktventil 10 besitzt ein Ventilgehäuse 16 mit einem Zulaufkanal 12 und einem Ablaufkanal 14. Der Durchfluss durch das Taktventil 10 wird von einem Schließkörper 18 gesteuert, dessen Ventilkegel 20 mit einem Ventilsitz 22 an einem Ventilsitzring 48 zusammenarbeitet, der in ein Ventilsitzgehäuse 46 im Ventilgehäuse 16 eingelassen ist. Bei der Betätigung des Schließkörpers 18 wird dieser periodisch zwischen einer geöffneten Stellung und einer Schließstellung hin und her bewegt, wobei er eine Hubbewegung 82 ausführt. In Fig. 1 ist eine Zwischenstellung des Schließkörpers 18 mit ausgezogenen Linien dargestellt, während die Schließstellung durch eine strichpunktierte Linie und die offene Stellung durch eine gestrichelte Linie angedeutet sind. Der Durchfluss pro Zeiteinheit wird im Wesentlichen durch das Verhältnis der Öffnungszeiten zu den Schließzeiten während der Betätigung des Taktventils bestimmt. Die Durchflussrichtung ist durch Pfeile gekennzeichnet. Das Taktventil 10 kann allerdings auch in entgegengesetzter Richtung durchströmt werden.

Mit dem Schließkörper 18 ist über eine Stange 56 eine Dämpfungsscheibe 54 verbunden. Um die bewegten Massen möglichst klein zu halten, kann sie dünn ausgebildet sein und aus einem Leichtbauwerkstoff bestehen, z.B. Kunststoff oder Verbundwerkstoff. Die Dämpfungsscheibe 54 arbeitet mit einem Dämpfungszyylinder 50 zusammen, mit dem sie an ihrem Umfang einen Drosselspalt 70 bildet, wenn sie sich innerhalb des Dämpfungszyinders 50 bewegt. Dieser ist an einer Stirnseite bis auf eine Führungsöffnung 58 geschlossen, in der die Stange 56 geführt ist. Der Dämpfungszyylinder 50, der über Rippen 52 im Zulaufkanal 12 befestigt ist (Fig. 1), ist auf die Stange 56

und die Dämpfungsscheibe 54 so abgestimmt, dass die hydraulische Dämpfung nur über einen Teil des Gesamthubs 60 wirksam ist. In einem gedämpften Teil 62 des Gesamthubs 60 befindet sich die Dämpfungsscheibe 54 bei der Ausführung nach Fig. 1 im Dämpfungszyylinder 50, während sie sich in einem sich anschließenden ungedämpften Teil 64 außerhalb des Dämpfungszyinders 50 befindet, sodass der Innenraum des Dämpfungszyinders 50 über den vergrößerten Drosselspaltquerschnitt durchspült werden kann und eventuelle Schmutzteilchen entfernt werden. Dadurch ergeben sich ein geringerer Verschleiß und größere Ventilstandzeiten. Beim erneuten Öffnen des Schließkörpers 18 tritt die Dämpfungsscheibe 54 wieder in den Dämpfungszyylinder 50 ein, sodass die gewünschte Dämpfung wieder erreicht wird.

Der Schließkörper 18 wird zweckmäßigerweise durch einen Elektromagneten 28 entgegen der Kraft einer Ventilsfeder 24 in Schließrichtung betätigt. Bei Ausfall der Bestromung des Elektromagneten 28 wird der Schließkörper 18 geöffnet, sodass bei dem Einsatz in einem Heiz- und/oder Kühlkreislauf auf jeden Fall ein Durchfluss gewährleistet ist.

Der Elektromagnet 28 besitzt eine Magnetspule 30, die auf einem Rückschlussjoch 38 aufgewickelt ist. In dem Rückschlussjoch 38 sitzt eine Führungsbuchse 42, in der ein Anker 34 axial verschiebbar angeordnet ist und in Öffnungsrichtung durch die Ventilsfeder 24 belastet wird. Der Anker 34 ist auf einem Ventilschaft 26 befestigt, der mit dem Schließkörper 18 und der Dämpfungsscheibe 54 verbunden ist. Bei der Bestromung der Magnetspule 30 wird der Anker 34 von einem Magnetkern 32 angezogen, sodass der Schließkörper 18 durch den Ventilschaft 26 gegen den Ventilsitz 22 gedrückt wird. Für die freie Bewe-

gung des Ankers 34 ist in der Führungsbuchse 42 ein Ankerraum 44 vorgesehen, der an einem Ende beispielsweise durch einen elastischen Anschlag 40 begrenzt wird. Gegen diesen schlägt die freie Stirnfläche des Ventilschafts 26 in der geöffneten Stellung des Taktventils 10 an. Die Teile des Elektromagneten 28 sind in einem Gehäuse 36 untergebracht, das am Ventilgehäuse 46 befestigt ist. Obwohl Taktventile 10 in der Regel über Elektromagnete angetrieben werden, besteht auch die Möglichkeit, andere elektromotorische, mechanische oder hydraulische Aktuatoren zu verwenden.

Bei der Ausführung nach Fig. 2 besitzt der Dämpfungszyylinder 50 zwischen dem gedämpften Teil 62 und dem ungedämpften Teil 64 einen Übergangsbereich 66, in dem eine reduzierte, modifizierte Dämpfung erreicht wird. Über eine Fase 68 wird der Querschnitt des Drosselspalts 70 stetig erweitert, bis der ungedämpfte Bereich 64 erreicht wird. Die Fase 68 kann in axialer Richtung einen geraden oder gebogenen Verlauf aufweisen, z.B. einen konvexen oder konkaven Verlauf. Der Übergangsbereich 66 kann auch durch eine oder mehrere Nuten 72 gestaltet werden, durch die die Drosselwirkung des Drosselspalts 70 allmählich bis zum ungedrosselten Bereich 64 abnimmt. Dabei können die Flanken der Nut 72 ebenfalls gerade oder gebogen verlaufen. Eine ähnliche Wirkung kann durch Ausnehmungen 74 bzw. 78 erreicht werden, wobei die Ausnehmung 74 eine gebogene Begrenzungskontur 76 und die Ausnehmung 78 eine geradlinige Begrenzungskontur 80 aufweisen (Fig. 3). Somit kann die Dämpfungscharakteristik im Übergangsbereich 66 in weiten Grenzen modifiziert werden.

Bei der Ausführung nach Fig. 4 tritt die Dämpfungsscheibe 54 nicht aus dem Dämpfungszyylinder 50 heraus. Hierbei liegt der

ungedämpfte Teil 64 etwa in der Mitte des Gesamthubs 60, während die gedämpften Teile 62 an den Enden des Gesamthubs 60 vorgesehen sind. Der ungedämpfte Teil 64 wird durch eine Ringnut 84 realisiert, die im mittleren Bereich des Dämpfungszylinders 50 angeordnet und deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe 54. Durch den deutlich größeren Strömungsquerschnitt im Bereich der Ringnut 84 kann der Dämpfungszylinder 50 gut durchspült werden, sodass sich keine Schmutzteilchen festsetzen können. In diesem Fall kann durch die Gestaltung der Flanken der Ringnut 84 jeweils ein Übergangsbereich in den beiden Hubrichtungen gestaltet werden. Hierfür stehen ähnliche Möglichkeiten zur Verfügung, wie sie in Fig. 2 und Fig. 3 für den Endbereich des Dämpfungszylinders 50 dargestellt sind.

Anstelle der Ringnuten 84 kann ein Bypass 90 vorgesehen werden (Fig. 5), der am Anfang des ungedrosselten Teilbereichs in den Dämpfungszylinder 50 mündet und den Drosselspalt 70 am Umfang der Dämpfungsscheibe 54 überbrückt. Über den Bypass können Schmutzteilchen aus dem Dämpfungszylinder 50 ausgetragen werden.

Die Dämpfungscharakteristik kann durch die Form und Größe der Dämpfungsscheibe modifiziert werden. In den Ausführungsbeispielen nach Fig. 6 und 7 weicht die Fläche der Dämpfungsscheibe 54 von einer Kreisform ab. Bei der Ausführung nach Fig. 6 weist die Dämpfungsscheibe 54 am Umfang eine Abflachung 92 auf, während die Dämpfungsscheibe 54 nach Fig. 7 ein regelmäßiges Sechseck darstellt. Es können aber auch andere Formen gewählt werden, z.B. ein Oval oder beliebige regelmäßige oder unregelmäßige Vielecke. Durch die Form der Fläche der Dämpfungsscheibe 54 kann zum einen das Verhältnis zwi-

schen der Flächengröße und der Länge des Umfangs modifiziert werden, zum anderen kann die Dämpfungsscheibe 54 den zur Verfügung stehenden Bauraum optimal ausnutzen. So kann die Dämpfungsscheibe 54 bei einer Ausführung nach Fig. 8 in einem erweiterten Ventilraum 86 des Ventilgehäuses 16 untergebracht sein. Sie kann dadurch einen wesentlich größeren Durchmesser bzw. eine wesentlich größere Fläche aufweisen als der Schließkörper 18. Der Ventilraum 86 liegt bei der gewählten Durchflussrichtung des Taktventils 10 auf der Abströmseite des Schließkörpers 18. Ferner besitzt die Dämpfungsscheibe 54 einen axial vorspringenden Rand. Dadurch wird der Dichtspalt 70 am Umfang der Dämpfungsscheibe in dem gedämpften Teilbereich 62 in axialer Richtung länger. Da sich der Dichtspalt 70 beim Austritt der Dämpfungsscheibe 54 aus dem Dämpfungszy-
linder 50 kontinuierlich verkürzt, wird ebenfalls ein Übergangsbereich in der Dämpfcharakteristik erzeugt. Der Rand 88 erhöht die bewegte Masse der Dämpfungsscheibe 54 nur geringfügig.

Die Dämpfungscharakteristik der Dämpfungsscheibe 54 kann durch weitere Drosselöffnungen in Form von Löchern 94 weiter modifiziert werden. Die Dämpfungsscheibe 54 nach Fig. 7 zeigt eine feine Lochstruktur, bei der der Durchmesser der Löcher 94 im Mikrometerbereich liegen kann.

Anstelle der Dämpfungsscheibe 54 kann gemäß einer Ausführung nach Fig. 9 eine Flüssigkeit durchlässige Membran 96 treten. Sie kann aus einem dünnen, gewellten Federblech bestehen und ist zwischen dem Ventilgehäuse 16 und dem Ventilschaft 26 eingespannt. Die Flüssigkeitskanäle können durch eine Lochstruktur ähnlich der Dämpfungsscheibe 54 nach Fig. 7 gebildet werden. Die mit ausgezogenen Linien dargestellte Membran 96

zeigt eine Position am Ende des gedämpften Bereichs, während eine mit gestrichelten Linien dargestellte Ausführung das Taktventil 10 in geöffneter Position darstellt. Die Elastizitätseigenschaften der Membran 96 können auf die gewünschte Dämpfungseigenschaft des Schließkörpers 18 abgestimmt werden, sodass insbesondere die Membran auf die Flüssigkeit im ungedämpften Teilbereich 64 nur einen unerheblichen Druck auf die Flüssigkeit ausübt und somit eine vernachlässigbare Dämpfung bewirkt.

10

Die Membran 96 besitzt in der Ausführung nach Fig. 10 eine feinmaschige Netzstruktur oder Gewebestruktur. Die von den Maschen der Struktur gebildeten Flüssigkeitskanäle liegen zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich. Auch hierbei werden die Elastizitätseigenschaften der Membran 96 auf die gewünschte Dämpfungseigenschaft des Schließkörpers 18 abgestimmt.

20

Bei einer Ausführung nach Fig. 11 und Fig. 12 ist die Membran 96 über einen Freigang mit dem Ventilschaft 26 gekoppelt. Dieser wird von einer Aussparung 100 an dem Ventilschaft 26 und einem Mitnahmering 98 gebildet, wobei die axiale Erstreckung der Aussparung 100 größer ist als die axiale Erstreckung des Mitnahmerings 98, sodass zwischen dem Mitnahmering 98 und der Aussparung 100 ein axialer Freigang gebildet wird, der in den Umkehrlagen einer Hubbewegung 82 durchfahren wird und einen ungedämpften Teilbereich 64 des Schließkörpers 18 ergibt. Fig. 11 zeigt eine geschlossene Position des Taktventils 10, bei der der Mitnahmering 98 an einer oberen Schulter 102 der Aussparung 100 anliegt, während Fig. 12 eine geöffnete Position des Taktventils 10 zeigt, bei der der Mitnahmering 98 an einer unteren Schulter 104 der Aussparung anliegt. Der Frei-

gang kann auch durch andere Mittel gebildet werden, z.B. können die obere Schulter 102 und/oder die untere Schulter 104 durch einen Absatz des Ventilschafts 26 oder einen Federring gebildet werden.

5

[illegible]

22.06.04

ROBERT BOSCH GMBH; D-70442 Stuttgart

5

Ansprüche

10 1. Taktventil (10) mit einem Schließkörper (18), der mit
einem Ventilsitz (22) zusammenarbeitet und in einer ersten
Schaltstellung eine Durchflussverbindung zwischen einem Zu-
laufkanal (12) und einem Ablaufkanal (14) herstellt und in
einer zweiten Schaltstellung sperrt, wobei der Schließkörper
15 (18) während der Betätigung des Taktventils (10) periodisch
zwischen den beiden Schaltstellungen wechselt und seine Bewe-
gung hydraulisch durch eine Drosselstelle (70) gedämpft ist,
dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Dämpfung nur
über einen Teilbereich (62) wirksam ist.

20

2. Taktventil (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
dass sich der Drosselquerschnitt anschließend an den gedämpf-
ten Teilbereich (62) im Verlauf der Hubbewegung (82) des
Schließkörpers (18) vergrößert.

25

3. Taktventil (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
dass über einen Teilbereich (64) der Hubbewegung (82) ein zur
Drosselstelle (70) parallel verlaufender Bypass (90) aufge-
steuert ist.

30

4. Taktventil (10) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,
dass der Schließkörper (18) mit einer Dämpfungsscheibe (54)

verbunden ist, die in einem Dämpfungszyylinder (50) vorgesehen ist und mit diesem an ihrem Umfang einen Drosselspalt (70) bildet, der sich im Verlauf der Hubbewegung des Schließkörpers (18) in einem Teilbereich (64, 66) erweitert.

5

5. Taktventil (10) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszyylinder (50) an einer Stirnseite offen ist und die Dämpfungsscheibe (54) kurz vor dem Ende der Hubbewegung des Schließkörpers (18) aus dem Dämpfungszyylinder (50) austritt.

10

6. Taktventil (10) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass sich der Strömungsquerschnitt des Dämpfungszyinders (50) an seinem offenen Ende stetig erweitert.

15

7. Taktventil (10) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszyylinder (50) an seinem offenen Ende eine innere Fase (68) aufweist.

20

8. Taktventil (10) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszyylinder (50) an seinem offenen Ende mindestens eine innere Nut (72) und/oder Ausnehmung (74, 78) aufweist, die sich zur offenen Stirnseite hin erweitern.

25

9. Taktventil (10) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Flanken der Nut (72) und die Kontur (76, 80) der Ausnehmung (74, 78) einen gebogenen Verlauf haben.

30

10. Taktventil (10) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszyylinder (50) in einem mittleren Bereich eine innere Ringnut (84) aufweist, deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe (50) an ihrem Umfang.

11. Taktventil (10) nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Flanken der Ringnut (84) Übergangsbereiche (66) bilden.

5 12. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) am Umfang einen axial vorspringenden Rand (88) aufweist.

10 13. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) eine von der Kreisform abweichende Fläche aufweist.

15 14. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) sehr dünn ist und eine feine Lochstruktur aufweist.

20 15. Taktventil (10) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Querschnitt der Löcher (94) im Mikrometerbereich liegt.

25 16. Taktventil (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Drosselung durch eine Flüssigkeit durchlässige Membran (96) erzeugt wird, die an ihrem Umfang mit dem Ventilgehäuse (16) verbunden ist, während ihr zentraler Bereich vom Ventilschaft (26) bzw. von einer mit diesem verbundenen Stange (56) in Richtung der Hubbewegung (82) mitgenommen wird.

30 17. Taktventil (10) nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) halb steif und elastisch ist.

18. Taktventil (10) nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Elastizitätseigenschaften der Membran (96) auf die gewünschte Dämpfungscharakteristik des Schließkörpers (18) abgestimmt sind.

5

19. Taktventil (10) nach Anspruch (14), dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) eine feinmaschige Netzstruktur bzw. Gewebestruktur aufweist.

10 20. Taktventil (10) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Querschnitt der Maschen im Mikrometerbereich liegt.

15 21. Taktventil (10) nach einem der Ansprüche 16 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) aus einem Verbundwerkstoff besteht.

20 22. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der ungedämpfte Teil (64) der Hubbewegung (82) durch einen Freigang (98, 100) zwischen dem Ventilschaft (26) bzw. der mit ihm verbundenen Stange (56) einerseits und der Dämpfungsscheibe (54) bzw. der Membran (96) andererseits gebildet ist.

25 23. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) bzw. die Membran (96) koaxial zum Ventilschaft (26) in Strömungsrichtung vor oder hinter dem Schließkörper (18) vorgesehen sind.

30

24. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Fläche der Dämpfungsscheibe

(54) oder der Membran (96) größer ist als der Querschnitt des Schließkörpers (18).

5

22.06.04

ROBERT BOSCH GMBH; D-70442 Stuttgart

5

Taktventil

10 Zusammenfassung

Die Erfindung geht von einem Taktventil (10) mit einem Schließkörper (18) aus, der mit einem Ventilsitz (22) zusammenarbeitet und in einer ersten Schaltstellung eine Durchflussverbindung zwischen einem Zulaufkanal (12) und einem Ablaufkanal (14) herstellt und in einer zweiten Schaltstellung sperrt, wobei der Schließkörper (18) während der Betätigung des Taktventils (10) periodisch zwischen den beiden Schaltstellungen wechselt und seine Bewegung hydraulisch durch eine Drosselstelle (70) gedämpft ist. Es wird vorgeschlagen, dass die hydraulische Dämpfung nur über einen Teilbereich (62) wirksam ist.

(Fig. 1)

25

22.06.04

ROBERT BOSCH GMBH; D-70442 Stuttgart

Bezugszeichen

10	Taktventil	58	Führungsöffnung
12	Zulaufkanal	60	Gesamthub
14	Ablaufkanal	62	gedämpfter Teilbereich
16	Ventilgehäuse	64	ungedämpfter Teilbereich
18	Schließkörper	66	Übergangsbereich
20	Ventilkegel	68	Fase
22	Ventilsitz	70	Drosselspalt
24	Ventilfeder	72	Nut
26	Ventilschaft	74	Ausnehmung
28	Elektromagnet	76	Kontur
30	Magnetspule	78	Ausnehmung
32	Magnetkern	80	Kontur
34	Anker	82	Hubbewegung
36	Gehäuse	84	Ringnut
38	Rückschlussjoch	86	Ventilraum
40	Anschlag	88	axial vorspringender Rand
42	Führungsbuchse	90	Bypass
44	Ankerraum	92	Abflachung
46	Ventilsitzgehäuse	94	Loch
48	Ventilsitzring	96	Membran
50	Dämpfungszyylinder	98	Mitnahmering
52	Rippe	100	Aussparung
54	Dämpfungsscheibe	102	obere Schulter
56	Stange	104	untere Schulter

1 / 5

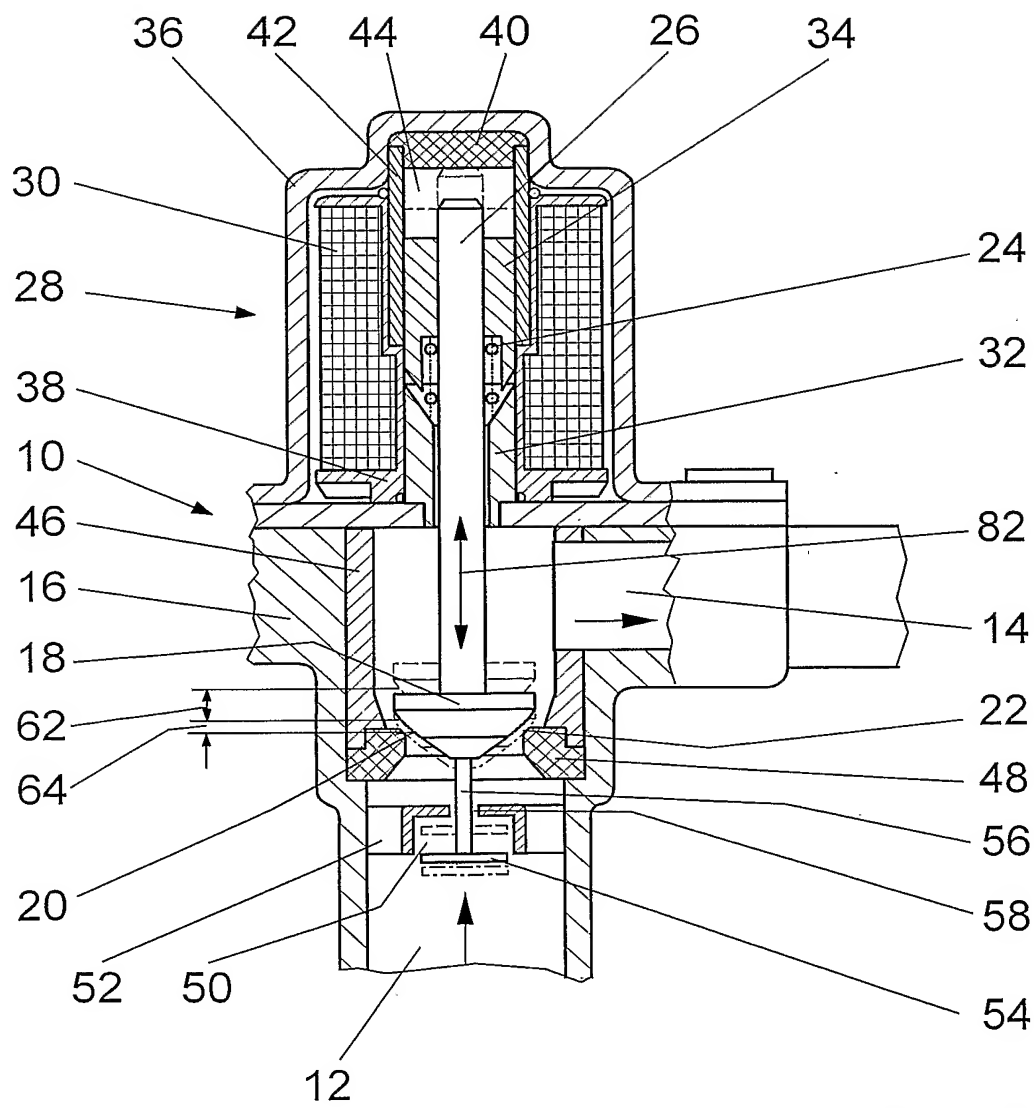


Fig. 1

2 / 5

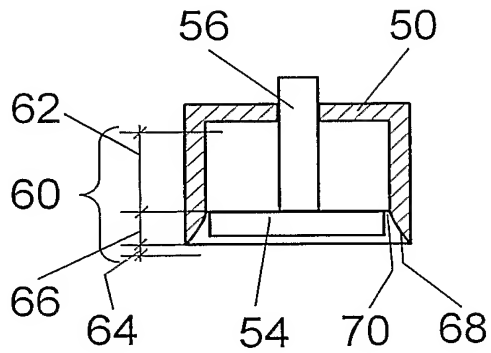


Fig. 2

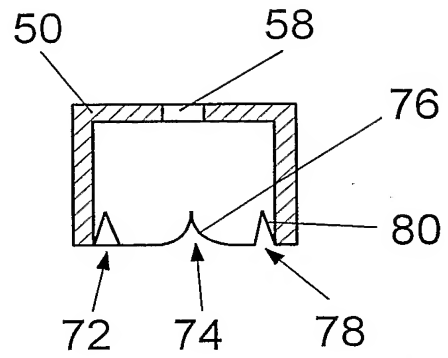


Fig. 3

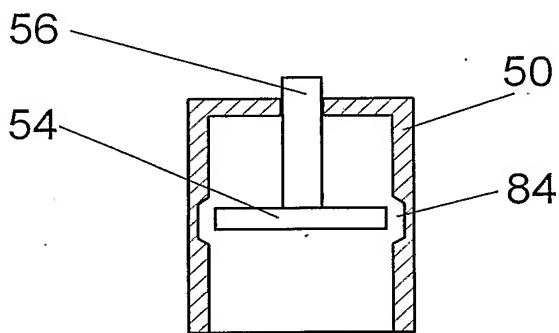


Fig. 4

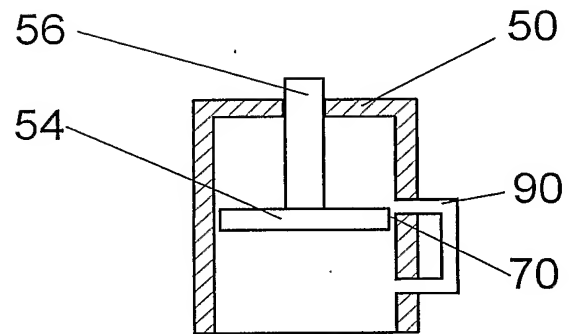


Fig. 5

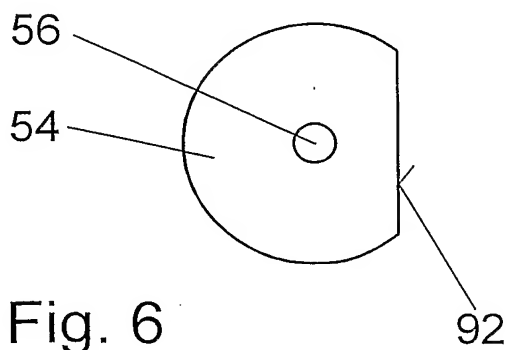


Fig. 6

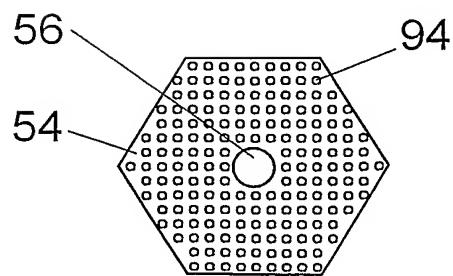
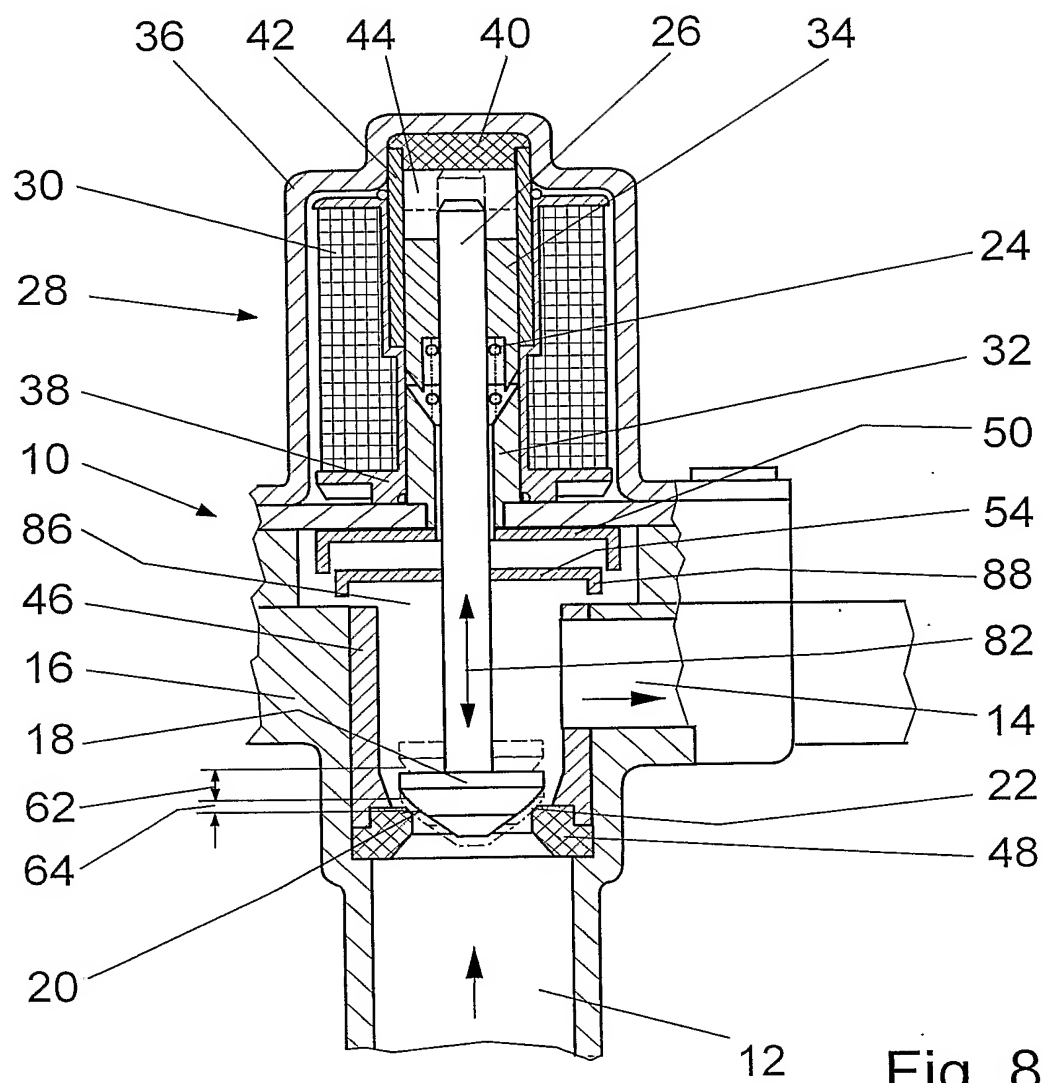
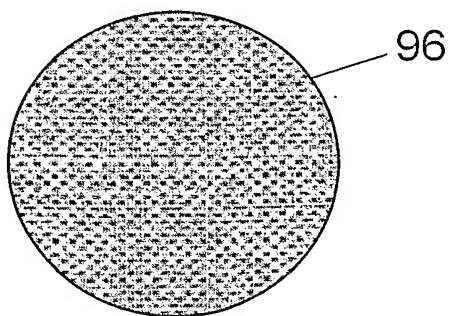
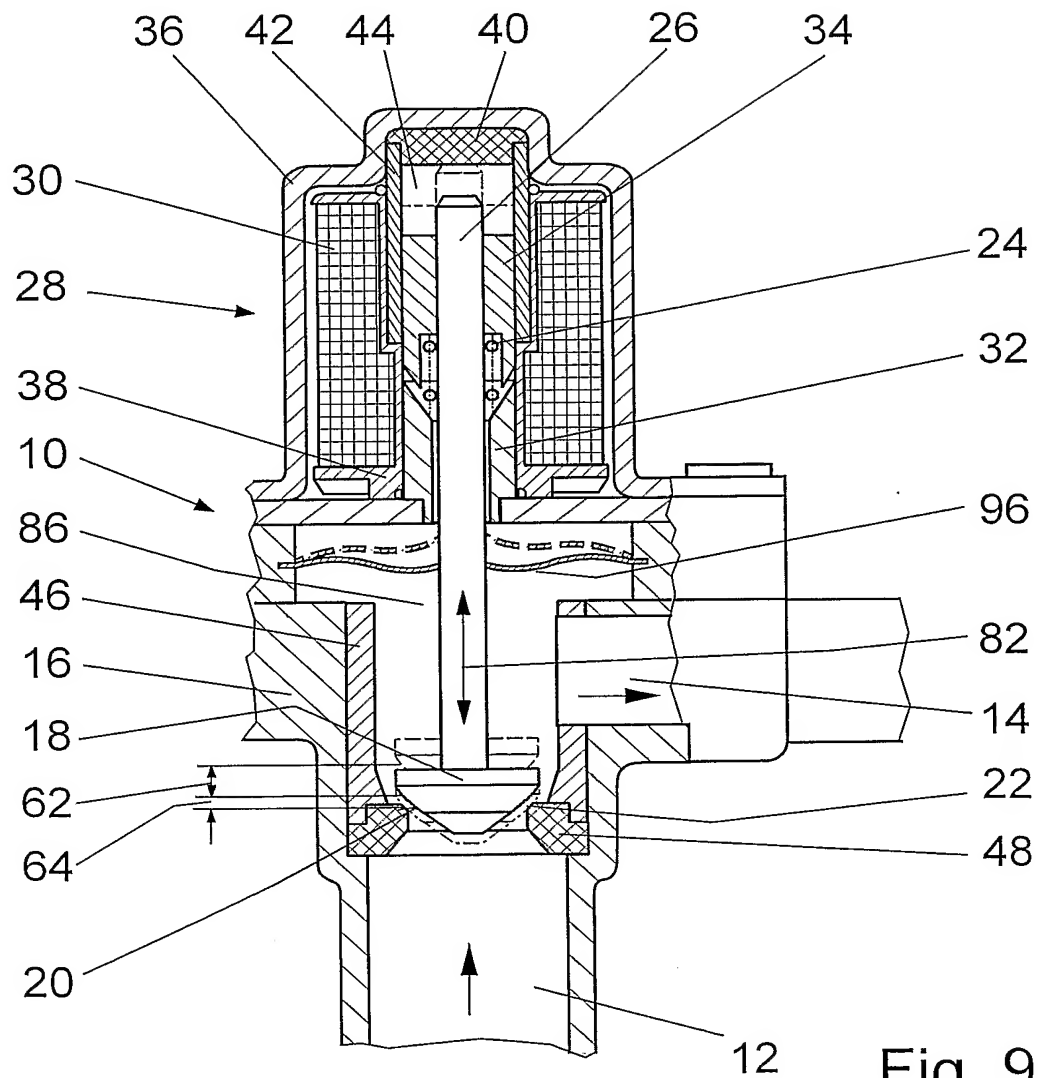


Fig. 7

3 / 5



4 / 5



5 / 5

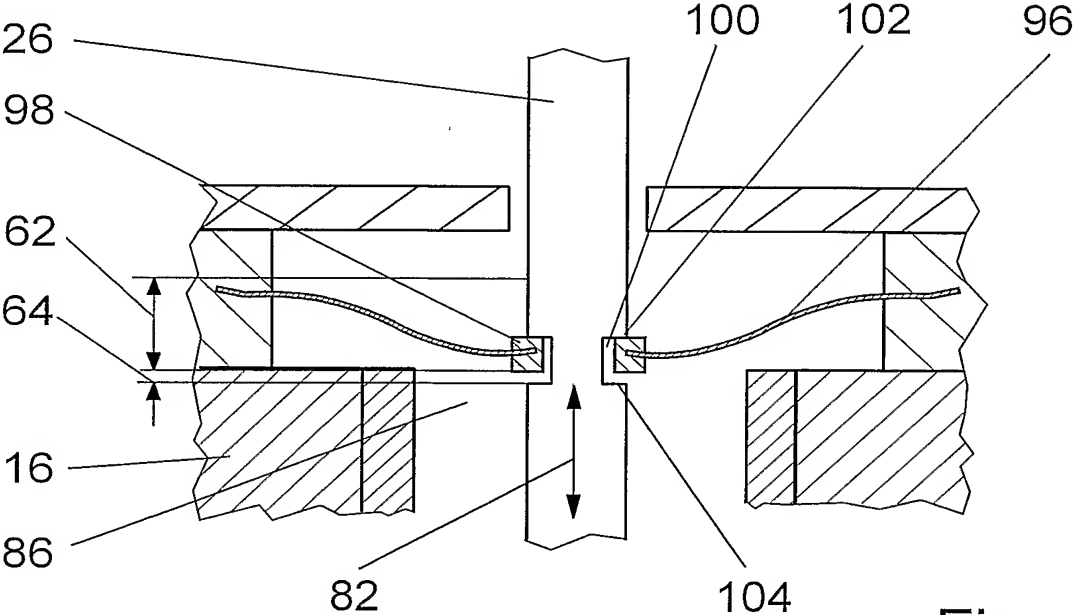


Fig. 11

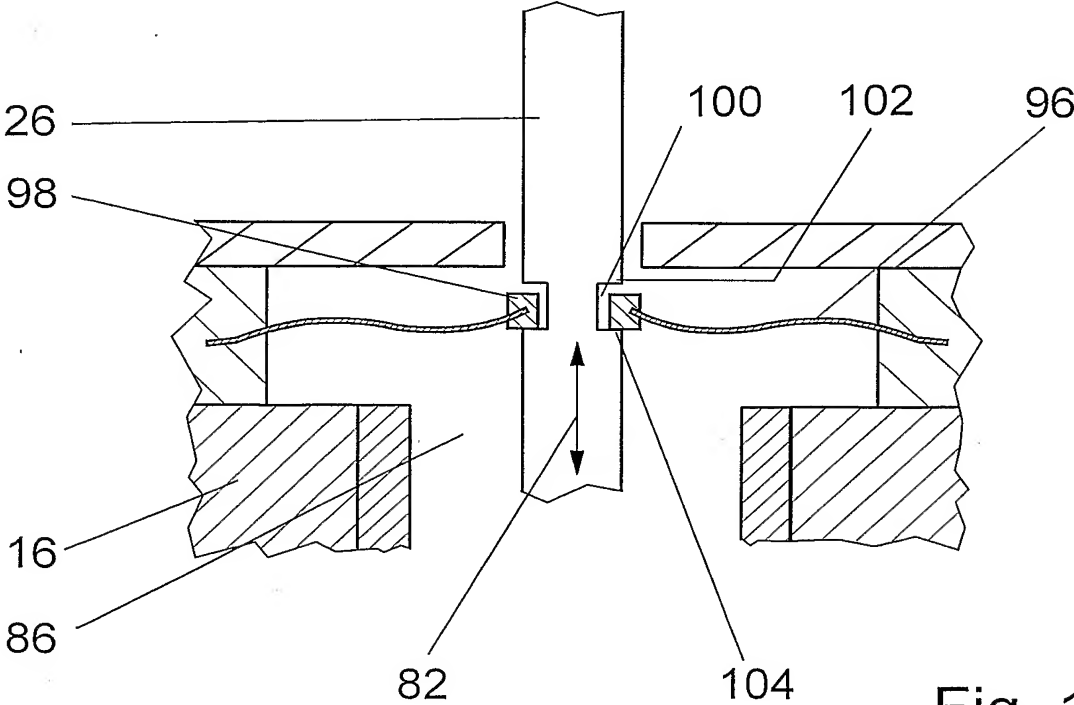


Fig. 12